

NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ TỐI ƯU GIẢM CHẤN MRF SỬ DỤNG ANSYS WORKBENCH

DIỆP BẢO TRÍ*, LÊ HẢI ZY ZY, NGUYỄN QUỐC HÙNG, DƯƠNG TIỀN ĐOÀN

Khoa Công nghệ Cơ khí, Trường Đại học Công nghiệp thành phố Hồ Chí Minh

* Tác giả liên hệ: diepbaotri@iuh.edu.vn

DOIs: <https://www.doi.org/10.46242/jstiuh.v80i2.5901>

Tóm tắt: Phân tích tối ưu hóa sẽ được mở rộng sang các nguyên mẫu giảm chấn MR và đánh giá hiệu suất của chúng. Nghiên cứu này sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn để phân tích số và tối ưu hóa các giảm chấn sử dụng chất lỏng từ biến (MRF, còn gọi là giảm chấn MR). Nói cách khác, nghiên cứu này trình bày cách phân tích và tối ưu hóa giảm chấn MR bằng phương pháp phần tử hữu hạn và tính năng tối ưu hóa thiết kế do phần mềm ANSYS Workbench cung cấp. Sau khi tìm hiểu các nghiên cứu trước đây về giảm chấn MR thì loại giảm chấn dạng ống đơn sẽ được sử dụng để phân tích mạch từ và hành vi trong ứng dụng phần mềm phân tích tham số ANSYS (APDL). Ngoài ra, dựa vào mô hình dẻo Bingham của chất lỏng lưu biến MR, các mô hình toán học của giảm chấn MR như lực giảm chấn và phạm vi hoạt động sẽ được thiết lập. Công cụ tối ưu hóa thiết kế ANSYS Workbench sau đó tiến hành tối ưu hóa thiết kế bằng cách liên kết với APDL để phân tích hành vi của giảm chấn MR. Hàm mục tiêu (OBJ) được thiết lập để giảm thiểu hàm mục tiêu tương ứng tại nhiều cấu hình khác nhau. Từ hiệu suất tối ưu của các phương pháp khác nhau, nghiên cứu sẽ so sánh lực giảm chấn và phạm vi động học giữa các phương pháp tối ưu khác nhau trong công cụ tối ưu hóa ANSYS Workbench cũng như giữa thiết kế ban đầu và thiết kế tối ưu nhằm tìm ra phương pháp tối ưu tốt nhất cho giảm chấn MR.

Từ khóa: Chất lỏng từ lưu biến, Giảm chấn MR, Tối ưu hóa, ANSYS Workbench

1. GIỚI THIỆU

Trong dao động nói chung thì yêu cầu kỹ thuật quan trọng nhất là kiểm soát dao động không mong muốn, trong đó dao động của hệ thống treo xe ô tô gây ra trong quá trình hoạt động của ô tô khác nhau cũng là một vấn đề đáng quan tâm. Việc giảm rung động giúp kéo dài tuổi thọ của các bộ phận xe, mang lại trải nghiệm lái thoải mái và tăng độ ổn định khi điều khiển. Các hệ thống treo hiện nay có nhiều phương pháp treo được sử dụng phổ biến trong kỹ thuật ô tô nhằm loại bỏ rung động từ thân xe thông qua lò xo và giảm chấn (giảm xóc). Do đó, hệ thống treo có thể được phân loại thành ba loại: thụ động, chủ động và bán chủ động [1]. Với hệ thống treo thụ động, mặc dù có thiết kế đơn giản (gồm độ cứng cố định và giảm chấn), nhưng giới hạn về hiệu suất là không thể tránh khỏi ở dải tần số cao. Điều này khiến hệ thống treo thụ động không thể cung cấp khả năng cách ly rung động hiệu quả trong điều kiện đường sá thay đổi [2]. Để khắc phục các hạn chế trên, hệ thống treo chủ động đã được phát triển và sử dụng một bộ truyền động độc lập để tạo ra lực chủ động lên hệ thống treo nhằm cải thiện điều kiện vận hành. Hệ thống này có bộ điều khiển phức tạp kết hợp nhiều thuật toán điều khiển để tăng khả năng đáp ứng với các nguồn rung động. Tuy nhiên, hệ thống này yêu cầu nguồn điện cao, các bộ phận phức tạp như cảm biến và động cơ servo và thuật toán điều khiển hiện đại. Vì các lý do trên thì nhu cầu về các bộ phận treo bán chủ động, nó có cơ chế tích hợp giúp điều chỉnh độ cứng và hệ số giảm chấn đang ngày càng tăng. Điều này giúp hệ thống treo bán chủ động hoạt động hiệu quả mà không cần nguồn điện cao hoặc thiết bị đắt tiền. Bên cạnh đó, giảm chấn thủy lực, thuộc loại giảm chấn cơ học, là một trong những dạng cơ bản của hệ thống treo bán chủ động. Chúng sử dụng hiệu ứng độ nhớt và đặc điểm dòng chảy chất lỏng để giảm rung động. Hệ thống piston và xi lanh chứa đầy chất lỏng được thiết kế sao cho khi piston di chuyển so với xi lanh, một lực giảm chấn sẽ chống lại chuyển động đó. Lực giảm chấn bị ảnh hưởng lớn bởi cấu trúc của giảm chấn và đặc điểm dòng chảy của chất lỏng làm việc và đây là những yếu tố then chốt. Từ đó, việc phát triển giảm chấn bán chủ động sử dụng chất lỏng có thể kiểm soát hành vi đang thu hút nhiều sự quan tâm. Gần đây, nhiều nghiên cứu đã được thực hiện về việc phát triển và ứng dụng vật liệu thông minh (chất lưu biến từ – MRF) trong hệ thống treo bán chủ động của xe [3–7]. Khi từ trường được áp dụng, các hạt từ hút nhau và sắp xếp dọc theo đường sức từ. Hiện tượng này làm cho chất lỏng chuyển từ trạng thái nhớt sang trạng thái bán rắn [8]. Tính chất

này khiến MRF rất phù hợp cho hệ thống giảm chấn thủy lực bán chủ động vì từ trường có thể được tạo ra bằng cuộn dây điện từ và được điều khiển bằng cách điều chỉnh dòng điện cấp vào cuộn dây từ nguồn điện bên ngoài [9]. Do đó, giảm chấn MR là loại giảm chấn thủy lực được cải tiến để sử dụng MRF làm chất lỏng làm việc. Cuộn dây điện từ trong giảm chấn MR nhằm tạo trường từ cho dòng chảy MRF bên trong giảm chấn. Việc điều khiển dòng điện đầu vào giúp điều khiển hành vi dòng chảy của MRF trong giảm chấn, từ đó điều chỉnh lực giảm chấn. Nhiều nghiên cứu đã đề xuất nhiều kiểu thiết kế giảm chấn MR khác nhau hoạt động theo chế độ dòng đơn, chế độ hỗn hợp và chế độ đa chế độ [10]. Với chế độ hỗn hợp, đó là sự kết hợp giữa chế độ van và chế độ cắt. Cấu trúc giảm chấn MR hỗn hợp bao gồm một khe hở giữa piston di động của giảm chấn và vỏ xi lanh cố định. Khi có chuyển động tương đối giữa piston và xi lanh, khe hở này cho phép MRF chảy qua đồng thời thể hiện hành vi cắt. Hong và cộng sự đã phát triển một phương pháp phân tích và thiết kế không thứ nguyên cho giảm chấn từ lưu biến [11]. Kết quả cho thấy khi áp dụng phương pháp thiết kế không thứ nguyên cho giảm chấn MR hoạt động ở chế độ hỗn hợp là hiệu quả, với lực giảm chấn và phạm vi động học của hệ thống kiểm soát rung động đều có thể được đánh giá một cách hiệu quả. Các thí nghiệm tiếp theo chỉ ra rằng lực giảm chấn của giảm chấn MR chế độ hỗn hợp được tạo ra bởi cả chế độ van và chế độ cắt, khiến chúng hiệu quả hơn so với giảm chấn chỉ sử dụng chế độ van [12]. Nguyễn và cộng sự đã nghiên cứu thiết kế tối ưu giảm chấn từ lưu biến trên xe có xét đến lực giảm chấn và phạm vi động học [13]. Kết quả tối ưu cho thấy lực giảm chấn và phạm vi động học tăng đáng kể so với kết quả ban đầu. Tuy nhiên, phương pháp First-Order được sử dụng trong nghiên cứu này phải chọn các giá trị biên đầu dựa vào kinh nghiệm để đạt hội tụ nhanh hơn, và nếu lựa chọn không phù hợp sẽ khiến kết quả tối ưu rơi vào cực trị cục bộ. Nguyễn và cộng sự cũng đã nghiên cứu thiết kế tối ưu giảm chấn MR và ứng dụng vào hệ thống treo xe [14]. Kết quả nghiên cứu cho thấy việc tối ưu hóa giảm chấn MR là một phương pháp cực kỳ hiệu quả và thực tiễn để cải thiện hiệu suất kiểm soát rung động của hệ thống treo. Dutta và cộng sự đã nghiên cứu và phát triển mô hình động học và động lực học phi tuyến cho hệ thống treo MacPherson có sử dụng giảm chấn lưu biến từ [15]. Kết quả cho thấy mô hình phi tuyến được đề xuất là cần thiết để đánh giá chính xác hiệu suất hệ thống treo xe trong điều kiện thực tế, nơi mà sự thoải mái khi lái, độ ổn định và các thông số động học thay đổi theo thời gian thực để thích ứng với điều kiện đường sá thay đổi. Yoon và cộng sự đã tiến hành nghiên cứu về độ phản hồi của giảm chấn MR đối với dòng điện đầu vào trong hệ thống treo bán chủ động [16]. Theo kết quả nghiên cứu, các giảm chấn MR dùng trong hệ thống treo bán chủ động của xe cần cung cấp thời gian phản hồi đủ nhanh để cải thiện hiệu quả kiểm soát rung động ở cả thân xe và bánh xe. Một số nghiên cứu kể trên chỉ tập trung vào cấu hình, thử nghiệm lực giảm chấn, và điều khiển lực giảm chấn để giảm rung động trong xe. Tuy nhiên, có rất ít nghiên cứu tập trung vào thiết kế tối ưu và đồng thời so sánh các kết quả tối ưu từ các thuật toán tối ưu khác nhau nhằm tìm ra kết quả tối ưu nhất cho mô hình giảm chấn MR. Do đó, đóng góp chính của nghiên cứu này là mở rộng các nghiên cứu trước nhằm tìm ra thuật toán tối ưu tốt nhất và kết quả tối ưu tốt nhất cho giảm chấn MR. Trong nghiên cứu này, giảm chấn MR dạng ống đơn cho hệ thống treo xe do Lee đề xuất được đưa vào xem xét [17].

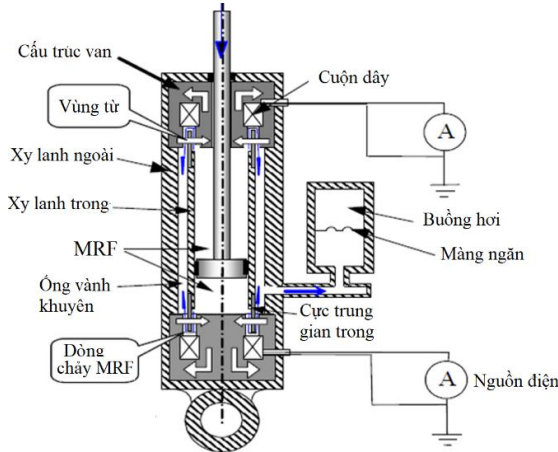
Ở phần 2, cấu hình và mô hình của giảm chấn MR sẽ được trình bày. Việc mô hình hóa mạch từ của giảm chấn MR sẽ sử dụng phương pháp phân tích phần tử hữu hạn (FEM) qua ANSYS APDL. Ở phần tiếp theo, tối ưu hóa giảm chấn MR bằng ANSYS Workbench sẽ được thực hiện. Từ các kết quả phân tích giảm chấn MR thông qua phần mềm ANSYS APDL ở phần 2, các đặc tính hiệu suất đó sẽ được sử dụng trong chức năng tối ưu hóa thiết kế của ANSYS Workbench nhằm tìm ra các tham số thiết kế tối ưu cho giảm chấn MR. Nghiên cứu này sẽ sử dụng cả phương pháp tối ưu hóa cục bộ và toàn cục nhằm tìm kiếm giá trị cực trị toàn cục trong phạm vi xác định của các biên thiết kế. Nhiều phương pháp và cài đặt tối ưu khác nhau sẽ được sử dụng để xác định các tập hợp biên thiết kế tối ưu khác nhau. Sau đó, các kết quả tối ưu từ các phương pháp tối ưu khác nhau sẽ được trình bày và thảo luận ở phần 4. Cuối cùng, phần 5 sẽ tổng kết nghiên cứu này và đề xuất các hướng nghiên cứu trong tương lai.

2. CẤU HÌNH VÀ MÔ HÌNH HÓA GIẢM CHẤN MR

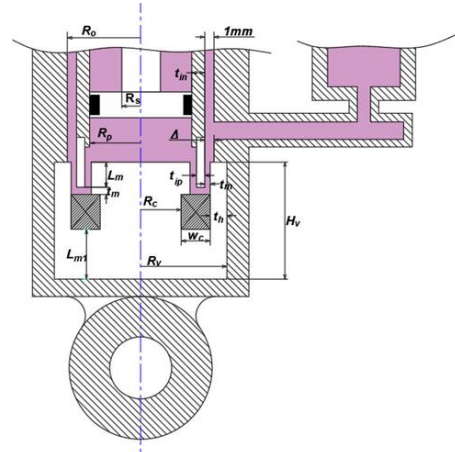
Giảm chấn MR dạng ống đơn dùng cho hệ thống treo xe được xem xét trong nghiên cứu này [17]. Sơ đồ cấu hình giảm chấn MR được mô tả trong Hình 1. Về cấu hình và nguyên lý hoạt động, giảm chấn MR này có hai ống đồng tâm. Bên trong là một piston gắn trực tiếp chuyển động tuyến tính trong buồng xi lanh. Buồng chất lỏng làm việc của giảm chấn được chứa đầy chất lỏng MRF, và piston chia buồng thành hai khoang.

Ống ngoài được thiết kế để dẫn chất lỏng từ khoang này sang khoang kia, và cơ cấu van MRF được đặt ở mỗi đầu xi lanh để điều tiết dòng chảy của MRF giữa các xi lanh trong và ngoài.

Cần lưu ý rằng khe hở MRF hẹp được tạo ra bởi trường từ thông qua cuộn dây kích từ nối với nguồn điện ngoài trong cơ cấu van MRF. Một bộ bù chất lỏng bên ngoài được sử dụng để đảm bảo không gian làm việc luôn được lấp đầy lưu chất MRF. Khi piston di chuyển trong buồng, MRF được truyền từ khoang này sang khoang khác qua cơ cấu van. Khi trường từ được áp dụng, các hạt từ tổ chức dọc theo đường sức từ hút nhau, làm tăng ứng suất chảy và độ nhớt của MRF. Điều này làm cho hệ số giảm chấn của giảm chấn MR bị ảnh hưởng bởi trường từ. Việc điều chỉnh dòng điện cấp vào cuộn dây sẽ thay đổi trường từ tại khe MRF. Do đó, lực giảm chấn của thiết bị này có thể điều khiển được thông qua điều khiển dòng điện cấp vào cuộn dây. Cấu hình và kích thước của giảm chấn MR được thể hiện trong Hình 2.



Hình 1: Sơ đồ giảm chấn [17]



Hình 2: Cấu hình và kích thước giảm chấn

Dựa theo mô hình dẻo Bingham của chất lỏng MRF, lực giảm chấn và phạm vi động học được xác định từ mô hình giả tĩnh. Lực ma sát giữa các phốt dầu bị bỏ qua và giả định rằng giảm chấn hoạt động theo chế độ giả tĩnh. Lực giảm chấn F_d của giảm chấn MR này có thể ước lượng theo công thức [14]:

$$F_d = P_a A_s + c_{vis} \dot{x}_p + F_{MR} \operatorname{sgn}(\dot{x}_p) \quad (1)$$

Trong đó, vận tốc của piston và hệ số nhớt của MRF ở trạng thái không có từ trường ứng là \dot{x}_p , c_{vis} . Lực giảm chấn gây ra bởi hiệu ứng MR là F_{MR} . Áp suất không khí trong buồng khí là P_a , được xác định bởi công thức [13]:

$$P_a = P_0 \left(\frac{V_0}{V_0 + A_s x_p} \right)^\chi \quad (2)$$

Với P_0 và V_0 lần lượt là áp suất và thể tích ban đầu của bộ tích áp, x_p là độ dịch chuyển piston; χ là hệ số giãn nở nhiệt (dao động từ 1.40 đến 1.70). Hệ số c_{vis} được xác định theo [13]

$$c_{vis} = \frac{6\eta}{\pi} \left[\left(\frac{L}{R_2 t_g^3} + \frac{2L_m}{R_1 t_m^3} \right) (A_p - A_s)^2 + \frac{2L_m}{R_1 t_g^3} A_p^2 \right] \quad (3)$$

Trong đó, L là chiều dài xi lanh trong, t_g là khe hở vòng giữa xi lanh trong và ngoài. Bán kính trung bình của khe hở vòng và cục trung gian lần lượt là R_1 và R_2 . Chiều dài cục từ và khe hở của cơ cấu van trong giảm chấn MR lần lượt là L_m và t_m . Ngoài ra, lực giảm chấn gây ra bởi MRF được tính theo [14]:

$$F_{MR} = (2A_p - A_s) \frac{2cL_m}{t_m} \tau_y \quad (4)$$

Để tính lực giảm chấn gây ra bởi MRF trong giảm chấn MR, ứng suất chảy cảm ứng τ_y , phụ thuộc vào cường độ từ thông đi qua khe MRF, được ước tính theo công thức thực nghiệm sau [18]:

$$\tau_y = 2.717 \cdot 10^5 \cdot C \cdot \Phi^{1.5239} \cdot \operatorname{Tanh}(6.33 \cdot 10^6 \cdot H) \quad (5)$$

Trong đó là ứng suất chảy cảm ứng τ_y (Pa). H và Φ lần lượt là cường độ từ thông (A/m) và tỉ lệ thể tích sắt có trong MRF. C là hệ số phụ thuộc vào chất lỏng nền, với $C = 1.0$ (dầu hydrocarbon), $C = 1.16$ (nước), và $C = 0.95$ (dầu silicon).

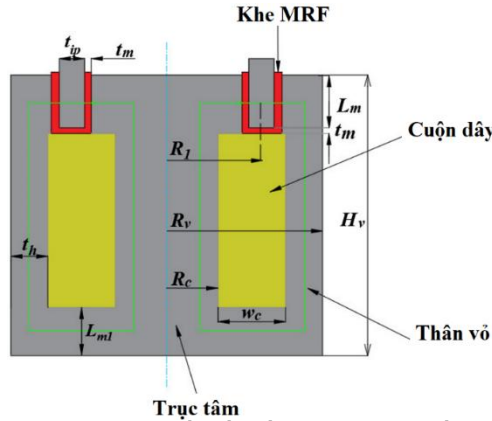
Ngoài ra, c là hệ số phụ thuộc vào biên dạng vận tốc dòng chảy trong khe MRF và có giá trị dao động từ 2.07 đến 3.07. Giá định độ nhớt của MRF là hằng số (bằng 0.092 Pa.s). Hệ số (c) được xác định sơ bộ theo công thức [14]:

$$c = 2.07 + \frac{12\dot{x}_p A_p \eta}{12\dot{x}_p A_p \eta + 0.8\pi R_l t_m^2 \tau_y} \quad (6)$$

Mặt khác, tỉ số giữa lực giảm chấn ở trạng thái có từ trường và không từ trường là phạm vi động học (λ_d) của giảm chấn MR (tỉ số giữa lực cực đại khi cấp dòng điện tối đa với lực khi không cấp dòng điện), được tính theo [14]:

$$\lambda_d = \frac{F_d}{F_d - F_{MR}} = \frac{P_a A_s + c_{vis} \dot{x}_p + F_{MR, \max} \operatorname{sgn}(\dot{x}_p)}{P_a A_s + c_{vis} \dot{x}_p} \quad (7)$$

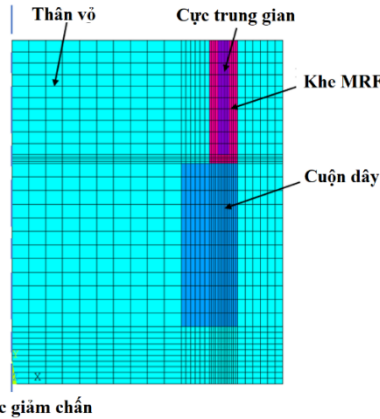
Phân bố cường độ từ trường trong mạch từ của giảm chấn MR đóng vai trò quan trọng trong việc phân tích đặc tính của giảm chấn MR. Hình học mạch từ, đặc tính vật liệu (quan hệ của hai thông số B-H), thông số chia lưới (loại phần tử, kích thước lưới), dòng điện áp dụng và điều kiện biên đều là những đầu vào cần thiết để mô phỏng mạch từ của giảm chấn MR. Cụ thể, sơ đồ mạch từ ước lượng của giảm chấn MR được trình bày trong Hình 3.



Hình 3: Sơ đồ kết cấu của giảm chấn

Về các biến kích thước, có ba dạng chính: biến thiết kế (có thể thay đổi trong quá trình tối ưu), biến hằng số (không thay đổi trong tối ưu), và biến phụ thuộc (bị ảnh hưởng bởi hai loại trên). Các biến kích thước được sử dụng trong Hình 3 bao gồm: bề dày vỏ giảm chấn (t_h), chiều cao van (H_v), chiều dài cực từ (L_m), bề dày đáy vỏ (L_{ml}), khe hở MRF (t_m), bề dày cực trung gian (t_{ip}), bề rộng cuộn dây (w_c), bán kính trung bình cực trung gian (R_l), bán kính van (R_v), và bán kính lõi van (R_c). Ngoài ra, các cạnh ngoài của vỏ được xác định là đường biên của trường từ với điều kiện biên là đường sức từ song song. Cần lưu ý rằng bề rộng cuộn dây bị ràng buộc theo điều kiện sau: $w_c \geq t_{ip} + 2t_m$

Sau đó, phân tích mạch từ của giảm chấn MR được thực hiện bằng phương pháp phần tử hữu hạn (FEM) được tích hợp trong phần mềm ANSYS. Phần tử tứ giác (phần tử đối xứng trục PLANE 13) trong ANSYS APDL được sử dụng trong FEM được trình bày trong Hình 4.



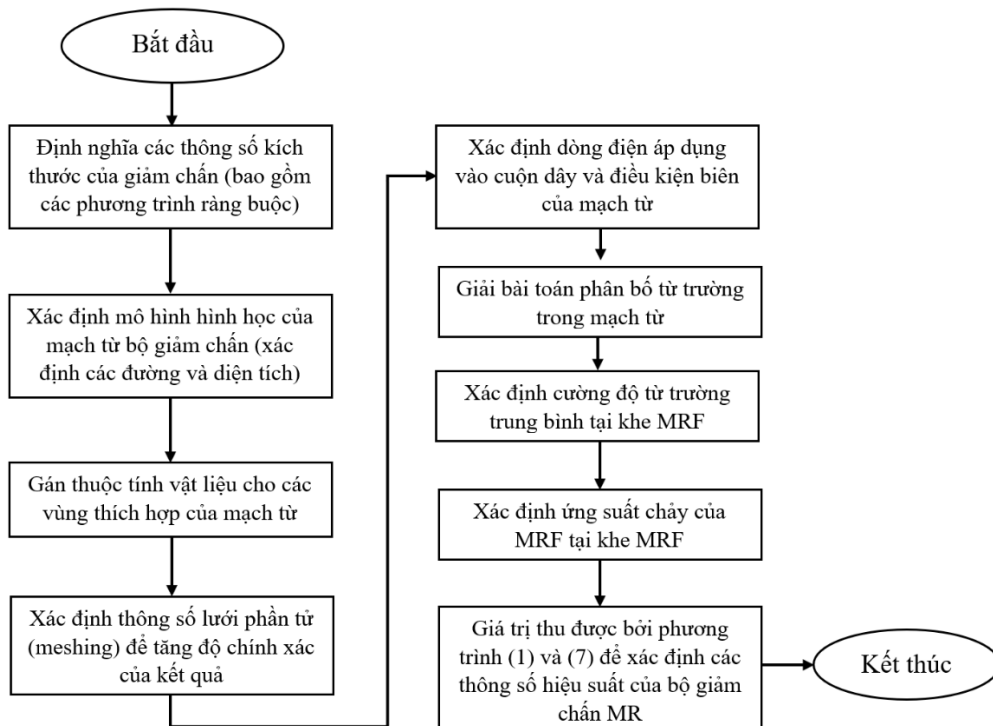
Hình 4 – Mô hình phần tử hữu hạn phân tích mạch từ giảm chấn MR

Khi phân tích tính chất từ của các thành phần từ như vỏ (thép C45), đường cong B-H của thép C45 được sử dụng. Ngược lại, độ thẩm từ tương đối của các thành phần không từ như cuộn dây (đồng) và cực trung gian (thép không gỉ không từ) được giả định bằng 1.0 trong nghiên cứu này (tương ứng với không khí). Điện trở suất của đồng dùng trong cuộn dây cũng được xét đến. Lưu chất MRF thương mại loại MRF132-DG của hãng LORD được sử dụng trong nghiên cứu này. Đường cong B-H biểu diễn tính chất từ của MRF được biểu diễn bằng công thức sau [18]:

$$B = 1.91 \cdot \Phi^{1.133} [1 - \exp(-10.97 \cdot \mu_0 \cdot H)] + \mu_0 \cdot H \quad (8)$$

Trong đó, B là mật độ từ trường (Tesla), H là cường độ từ trường (A/m), là độ thẩm từ của chân không (Tm/A).

Bảng 1 và Bảng 2 lần lượt tóm tắt các biến kích thước và biến hằng số của giảm chấn MR. Hình 5 là lưu đồ quy trình mô phỏng đặc tính của giảm chấn MR bằng phần mềm ANSYS APDL. Hình 6 trình bày kết quả phân tích từ trường của giảm chấn MR với các biến thiết kế tùy ý trong mô phỏng ANSYS. Ngoài ra, cường độ từ thông trung bình đi qua khe MRF cần được xác định để phân tích hành vi của MRF trong khe lưu chất, vì cường độ từ thông tại khe thay đổi theo vị trí. Do đó, giá trị trung bình của cường độ từ thông trong khe được xác định bằng cách tính tích phân của từ thông dọc theo từng đường đi (P_1 và P_2 như thể hiện trong Hình 6a).



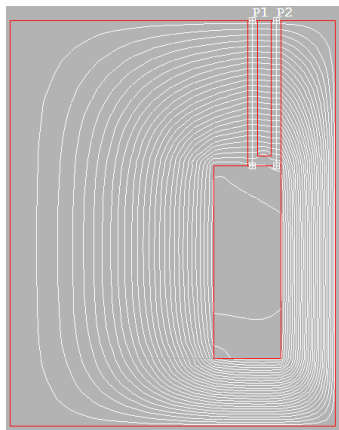
Hình 5: Lưu đồ mô phỏng phân tích đặc tính giảm chấn MR

Bảng 1: Biến thiết kế

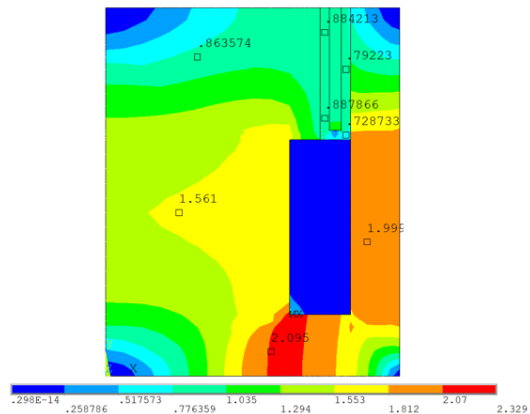
Tham số kích thước		Loại	Giá trị(m)
Chiều dài cực từ L_m		Thay đổi	0.01
Bề dày khe MRF t_m		Thay đổi	0.0008
Bề rộng cuộn dây w_c		Thay đổi	0.006
Thành mỏng vỏ t_h		Thay đổi	0.004
Bề dày cực trung gian t_{ip}		Thay đổi	0.002
Bề dày đáy vỏ L_{m1}		Thay đổi	0.005
Bán kính trục Piston R_s		Hằng số	0.006
Chiều dài lồng xi lanh L		Hằng số	0.1
Chiều cao van H_v		Hằng số	0.03
Bán kính van R_v		Hằng số	0.02

Bảng 2: Các biến hằng số cơ học, vật liệu và điện

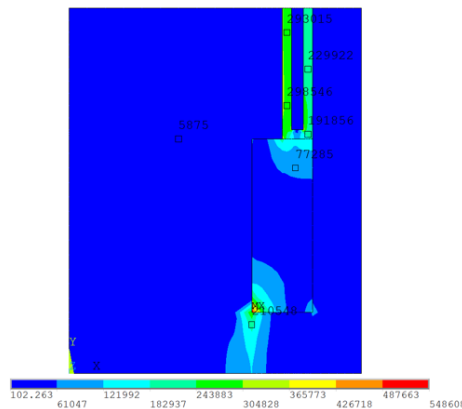
Biến không thay đổi	Loại	Giá trị
Vận tốc Piston x_p (m/s)	Cơ học	0.4
Áp suất không khí ban đầu P_a (kPa)	Cơ học	101.3
Thể tích ban đầu V_0 (ml)	Cơ học	100
Điện trở dây ρ_{wire} ($\Omega \cdot m^{-1}$)	Vật liệu, điện	1.68×10^{-8}
Dòng điện áp dụng I (A)	Điện	2.50
Độ nhớt MRF ban đầu η (Pa.s)	Vật liệu	0.092
Đường kính dây đồng d_{wire} (m)	Điện	0.00052



(a) Biên dạng đường sức từ



(b) Phân bố mật độ từ trường



(c) Cường độ từ thông

Hình 6: Phân tích từ tính của giảm chấn MR

3. TỐI ƯU HÓA GIẢM CHẤN MR SỬ DỤNG ANSYS WORKBENCH

Bài toán tối ưu đa mục tiêu cho giảm chấn MR được thực hiện dựa trên hai yếu tố quan trọng: lực giảm chấn cực đại do hiệu ứng MR gây ra và phạm vi động học cực đại. Mục tiêu là tìm lực giảm chấn lớn nhất (OBJ_1) được xác định bởi phương trình (1) và phạm vi động học lớn nhất (OBJ_2) xác định bởi phương trình (7). Tuy nhiên, hai tiêu chí quan trọng trong thiết kế cho hệ thống treo cần được xem xét đó là sự thoải mái khi lái và hành trình treo (hay còn gọi là phạm vi động học). Để giảm hành trình treo, cần có lực giảm chấn cao. Ngoài ra, để tăng sự thoải mái, phạm vi động học cần lớn trong khi lực giảm chấn cần nhỏ. Xét các tiêu chí nêu trên thì hàm mục tiêu (OBJ) sau được đề xuất:

$$OBJ = \alpha_F \frac{F_d}{F_{d,ref}} + \alpha_d \frac{\lambda_d}{\lambda_{d,ref}} \quad (8)$$

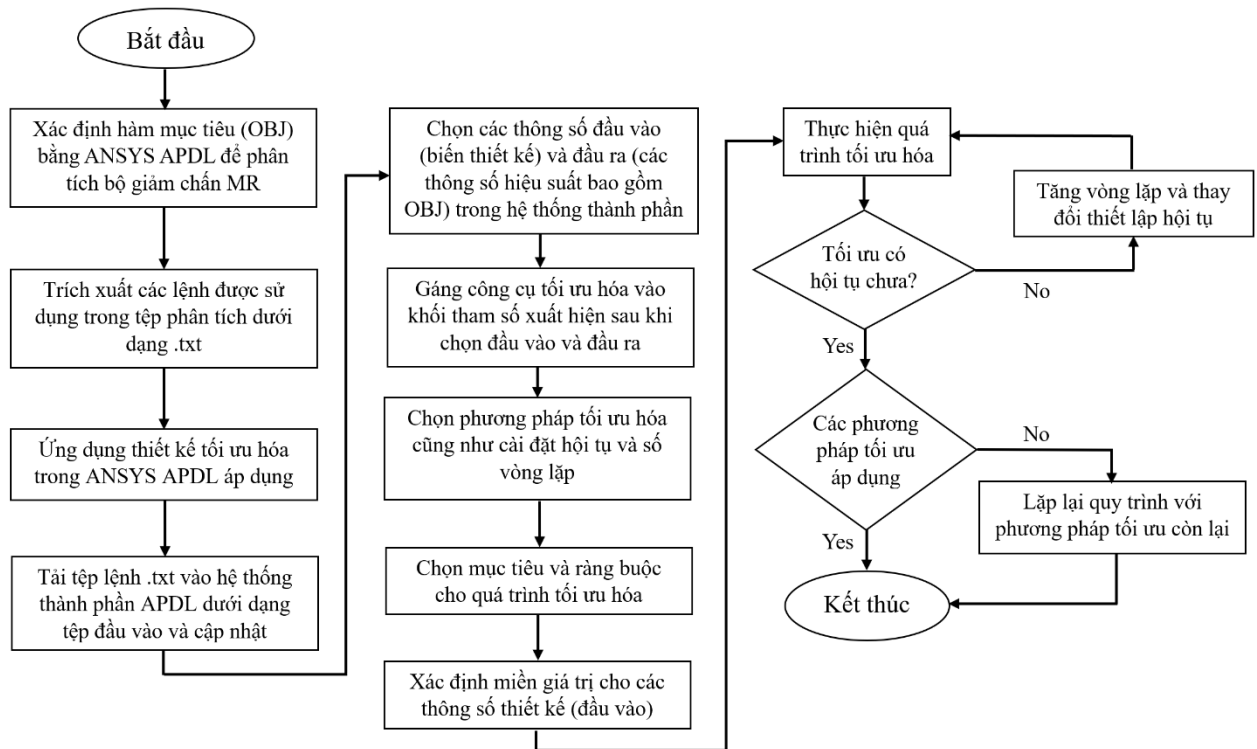
Trong đó, các giá trị tham chiếu của lực giảm chấn và phạm vi động học lần lượt là $F_{d,ref}$, $\lambda_{d,ref}$, giá trị này thu được từ phân tích giảm chấn MR với các biến thiết kế ban đầu đã nêu ở phần trên. Các hệ số trọng số của lực giảm chấn và phạm vi động học lần lượt là α_F và α_d . Tổng các hệ số trọng số này bằng 1 ($\alpha_F + \alpha_d = 1$). Giá trị cụ thể của chúng phụ thuộc vào từng loại hệ thống treo. Ví dụ, α_F nếu hệ thống treo dùng cho địa hình xấu thì hệ số này cần lớn, do đó chọn $\alpha_F = 0.8$ và $\alpha_d = 0.2$. Ngược lại, nếu muốn tăng sự thoải mái, thì ta chọn $\alpha_F = 0.2$ và $\alpha_d = 0.8$.

Để giải bài toán tối ưu (OBJ) nêu trên, tác giả sử dụng công cụ Design Optimization có trong ANSYS Workbench. Công cụ này cập nhật các biến thiết kế bằng thuật toán, sau đó sử dụng các giá trị cập nhật để chạy chương trình ANSYS APDL tại mỗi vòng lặp. Các biến hằng số về kích thước cũng như các đại lượng vật lý khác được giữ nguyên. Các tham số hiệu suất được tạo ra từ mỗi lần tính toán của ANSYS APDL được lưu lại. Sau đó, ANSYS Workbench dùng thuật toán tối ưu để đánh giá và xác định các biến thiết kế tốt nhất cũng như giá trị OBJ nhỏ nhất.

Trong nghiên cứu này, có 6 phương pháp tối ưu hóa trong phần mềm ANSYS WORKBENCH, gồm 3 phương pháp giải bài toán đơn mục tiêu và 3 phương pháp cho bài toán đa mục tiêu:

- **Screening:** phương pháp này dùng kỹ thuật lấy mẫu và sắp xếp đơn giản. Hỗ trợ đa mục tiêu có ràng buộc.
- **NLPQL:** thuật toán quy hoạch phi tuyến bằng phương pháp Lagrange bậc hai, thích hợp cho tối ưu cục bộ mục tiêu đơn với các tham số liên tục.
- **MISQP:** phương pháp lập trình bậc hai tuần tự hỗn hợp nguyên, xử lý bài toán phi tuyến hỗn hợp bằng các xấp xỉ tuần tự.
- **MOGA:** thuật toán di truyền đa mục tiêu, tìm cực trị toàn cục bằng cách duy trì tính ưu việt có điều khiển.
- **ASO:** thuật toán tối ưu đơn mục tiêu thích nghi, dùng phương pháp gradient cho kết quả toàn cục rõ ràng.
- **AMO:** biến thể của thuật toán NSGA-II, hỗ trợ tối ưu hóa đa mục tiêu và ràng buộc.

Sơ đồ Hình 7 mô tả quy trình tối ưu hóa giảm chấn MR. Các biến thiết kế được xác định trong phần 2 là “giá trị ban đầu” cho quá trình tối ưu. “Giá trị tối ưu” là các biến thiết kế thu được sau khi thuật toán hội tụ. Kết quả và thảo luận được trình bày ở phần tiếp theo.



Hình 7: Sơ đồ tối ưu giảm chấn MR bằng ANSYS Workbench

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN VỀ GIẢM CHẤN MR

Trong nghiên cứu này, tốc độ hội tụ của mỗi phương pháp tối ưu hóa được đặt là 0.1% và số vòng lặp tối đa là 100. Trước hết, các tham số hiệu suất tham chiếu của giảm chấn MR được xác định từ phân tích với các biến thiết kế ban đầu đã đề cập. Bảng 3 trình bày các tham số hiệu suất này:

Bảng 3: Tham số hiệu suất xác định từ

Tham số hiệu suất (đơn vị)	Giá trị
Lực từ $F_{MR,ref}$ (N)	3860.501
Lực giảm chấn $F_{d,ref}$ (N)	3947.608
Phạm vi động học $\lambda_{d,ref}$	45.318

Trong trường hợp hệ thống treo dùng cho đường gồ ghề, cần lực giảm chấn lớn nên hệ số trọng số α_F được chọn lớn. Khi đó, hệ số trọng số của lực giảm chấn và phạm vi động học lần lượt là $\alpha_F = 0.8$ và $\alpha_d = 0.2$. Bảng 4a và 4b lần lượt trình bày so sánh các biến thiết kế và tham số hiệu suất giữa biến thiết kế ban đầu và thiết kế tối ưu với các phương pháp tối ưu hóa mục tiêu đơn (NPLQL, MISQP, ASO). Trong khi Bảng 4b trình bày các giá trị đầu ra của việc so sánh các thông số hiệu suất giữa các biến thiết kế ban đầu và tối ưu.

Bảng 4a: So sánh biến thiết kế giữa thiết kế ban đầu và thiết kế tối ưu

Biến thiết kế	Giá trị ban đầu	Miền giá trị		Giá trị tối ưu		
		Nhỏ nhất (m)	Lớn nhất (m)	NLPQL	MISQP	ASO
Chiều dài cực từ L_m	0.01	0.003	0.015	0.012477	0.012546	0.012527
Bề dày khe MRF t_m	0.0008	0.0005	0.0015	0.000504	0.0005092	0.0005
Bề rộng cuộn dây w_c	0.006	0.003	0.008	0.008	0.008	0.008
Thành mỏng vỏ t_h	0.004	0.003	0.006	0.004947	0.004919	0.004964
Bề dày cực trung gian t_{ip}	0.002	0.001	0.005	0.001299	0.001755	0.001

Độ dày đáy vỏ L_{m1}	0.005	0.003	0.015	0.008167	0.008102	0.008155
------------------------	-------	-------	-------	----------	----------	----------

Bảng 4b: So sánh tham số hiệu suất giữa thiết kế ban đầu và tối ưu

Tham số hiệu suất (đơn vị)	Giá trị ban đầu	Tham số hiệu suất tối ưu		
		NLPQL	MISQP	ASO
Lực từ $F_{MR}(N)$	3860.501	7214.325	7207.286	7252.431
Lực giảm chấn $F_d(N)$	3947.608	7501.716	7494.265	7543.627
Phạm vi động học λ_d	45.318	26.102	26.112	25.922
Hàm mục tiêu OBJ	1.0	0.76832	0.76851	0.76825

Các phép tính tối ưu hóa nhằm tìm ra các biến thiết kế tối ưu của giảm chấn MR bằng các phương pháp khác nhau đều hội tụ và thu được các biến thiết kế tối ưu. Kết quả cho thấy giá trị OBJ của giảm chấn sau tối ưu hóa, được xác định bằng các phương pháp tối ưu hóa khác nhau trong ANSYS Workbench là xấp xỉ bằng nhau. Trong trường hợp này chọn $\alpha_f = 0.8, \alpha_d = 0.2$ thì phương pháp tối ưu toàn cục ASO cho giá trị OBJ thấp nhất (0.76825) sau 63 lần đánh giá, trong khi NLPQL và MISQP lần lượt cần 67 và 80 lần. So với giá trị ban đầu, đây là sự giảm khoảng 25% giá trị OBJ. Phạm vi động học giảm nhưng lực giảm chấn tăng rõ rệt so với thiết kế ban đầu. Tuy nhiên, ASO mất khoảng 20 phút – lâu hơn NLPQL (10 phút) và MISQP (12 phút) – do phải tạo nhiều điểm thiết kế để tìm cực trị toàn cục.

Ở trường hợp khác, khi muốn tăng sự thoải mái (cần phạm vi động học cao và lực giảm chấn thấp), các hệ số trọng số chọn là $\alpha_f = 0.2, \alpha_d = 0.8$ và Bảng 5a, 5b trình bày các kết quả tối ưu tương ứng. Kết quả cho thấy OBJ ở các phương pháp xấp xỉ bằng 0.7825, trong đó ASO vẫn cho giá trị thấp nhất. Phạm vi động học cải thiện đáng kể trong khi lực giảm chấn giảm so với giá trị ban đầu.

Bảng 5a: So sánh các tham số thiết kế giữa biến thiết kế ban đầu và biến thiết kế tối ưu ($\alpha_f = 0.2, \alpha_d = 0.8$)

Biến thiết kế	Giá trị ban đầu	Miền giá trị		Optimal design variable		
		Nhỏ nhất (m)	Lớn nhất (m)	NLPQL	MISQP	ASO
Chiều dài cực từ L_m	0.01	0.003	0.015	0.011522	0.011527	0.011582
Bề dày khe MRF t_m	0.0008	0.0005	0.0015	0.001032	0.001028	0.001037
Bề rộng cuộn dây w_c	0.006	0.003	0.008	0.008	0.008	0.008
Thành mỏng vỏ t_h	0.004	0.003	0.006	0.004973	0.004956	0.004967
Bề dày cực trung gian t_{ip}	0.002	0.001	0.005	0.001	0.001	0.001053
Độ dày đáy vỏ L_{m1}	0.005	0.003	0.015	0.007412	0.007403	0.007446

Bảng 5b – So sánh tham số hiệu suất giữa thiết kế ban đầu và tối ưu ($\alpha_f = 0.2, \alpha_d = 0.8$)

Tham số hiệu suất (đơn vị)	Giá trị tham số ban đầu	Tham số hiệu suất tối ưu		
		NLPQL	MISQP	ASO
Lực từ $F_{MR}(N)$	3860.501	2700.583	2720.845	2691.748
Lực giảm chấn $F_d(N)$	3947.608	2737.895	2758.527	2728.654
Phạm vi động học λ_d	45.318	73.383	73.054	73.529
Hàm mục tiêu OBJ	1.0	0.7825	0.78248	0.78247

Để có cái nhìn tổng quát hơn về mối quan hệ giữa lực giảm chấn và phạm vi động học tác giả xem xét trường hợp hai trọng số bằng nhau $\alpha_f = 0.5$ và $\alpha_d = 0.5$. Bảng 6a và 6b trình bày kết quả tối ưu trong trường hợp $\alpha_f = 0.5, \alpha_d = 0.5$. Phương pháp ASO vẫn cho giá trị OBJ thấp nhất (0.91145), với cả lực giảm chấn và phạm vi động học đều được cải thiện so với ban đầu.

Tuy nhiên, phương pháp tổng trọng số là phương pháp đơn giản và nhanh nhất để lấy nhiều điểm trên mặt trận Pareto, nhưng tồn tại các hạn chế như không hiệu quả với vùng lồi và khó chọn trọng số sao cho các giá trị phân bố đều. Do đó, các phương pháp tối ưu đa mục tiêu như Screening, MOGA, và AMO được sử dụng để kiểm tra chính xác mối quan hệ giữa lực giảm chấn và phạm vi động học. Khi đó, hai hàm mục tiêu OBJ1 và OBJ2 được sử dụng thay cho OBJ gộp.

Bảng 7a và 7b lần lượt trình bày các biến thiết kế tối ưu và các thông số hiệu suất của giảm chấn MR khi sử dụng các phương pháp tối ưu hóa đa mục tiêu khác nhau trong ANSYS Workbench. Kết quả tối ưu cho thấy lực giảm chấn thu được thấp hơn so với khi sử dụng các biến thiết kế ban đầu, trong khi phạm vi động học lại cao hơn so với các biến thiết kế ban đầu. Tuy nhiên, lực giảm chấn tại điểm tối ưu theo phương pháp Screening lại cao hơn so với thông số hiệu suất ban đầu, còn phạm vi động học thì nhỏ hơn so với các phương pháp khác. Nguyên nhân là do phương pháp tối ưu hóa này được biết đến với cách tiếp cận thông qua sắp xếp và lấy mẫu, trong khi quá trình tối ưu hóa theo phương pháp này thường có thời gian tính toán dài và độ chính xác không cao. Do đó, kết quả tối ưu của giảm chấn MR sử dụng phương pháp Screening trong nghiên cứu này không đạt được tối ưu toàn cục. Hơn nữa, lực giảm chấn thu được từ phương pháp Screening cao hơn đáng kể so với khi sử dụng biến thiết kế ban đầu, trong khi phạm vi động học lại nhỏ hơn. Kết quả tối ưu thu được từ phương pháp Screening có sự khác biệt rõ rệt so với các phương pháp khác như MOGA và AMO.

Bảng 7a: So sánh biến thiết kế ban đầu và tối ưu khi sử dụng các phương pháp tối

Tham số thiết kế	Giá trị ban đầu	Miền giá trị		Giá trị thiết kế tối ưu		
		Nhỏ nhất (m)	Lớn nhất (m)	Screening	MOGA	AMO
Chiều dài cực từ L_m	0.01	0.003	0.015	0.010548	0.011332	0.011301
Bề dày khe MRF t_m	0.0008	0.0005	0.0015	0.000796	0.000834	0.000835
Bề rộng cuộn dây w_c	0.006	0.003	0.008	0.007856	0.007354	0.00726
Thành mỏng vỏ t_h	0.004	0.003	0.006	0.004871	0.004597	0.004595
Bề dày cực trung gian t_{ip}	0.002	0.001	0.005	0.002001	0.00153	0.002088
Độ dày đáy vỏ L_{m1}	0.005	0.003	0.015	0.007929	0.008162	0.008208

Bảng 7b: So sánh tham số hiệu suất khi sử dụng các phương pháp tối khác

Tham số hiệu suất (đơn vị)	Giá trị tham số ban đầu	Tham số hiệu suất tối ưu		
		NLPQL	MOGA	AMO
Lực từ $F_{MR}(N)$	3860.501	5355.228	3754.636	3758.164
Lực giảm chấn $F_d(N)$	3947.608	5505.652	3824.877	3829.061
Phạm vi động học λ_d	45.318	36.613	54.506	53.96

5. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, đã đưa ra một quy trình thiết kế tối ưu cho giảm chấn MR ứng dụng cho xe ô tô, kết hợp phân tích các đặc tính của giảm chấn bằng phần mềm ANSYS APDL và tối ưu hóa bằng công cụ Design Optimization trong ANSYS Workbench. Mục tiêu là xác định các kích thước hình học tối ưu của cấu trúc van trong giảm chấn MR sao cho hàm mục tiêu được tối thiểu hóa. Mô hình dẻo Bingham được sử dụng để xác định lực giảm chấn và phạm vi động học, là hai yếu tố tạo nên hàm mục tiêu tổng trọng số. Các hệ số trọng số được lựa chọn để thỏa mãn hai tiêu chí đó là sự thoải mái khi lái và hành trình treo, với tổng trọng số bằng 1. Các kết quả tối ưu từ các phương pháp tối ưu khác nhau cho thấy giá trị trọng số cao hơn sẽ chiếm ưu thế trong kết quả đạt được. Các biến thiết kế tối ưu từ các phương pháp cục bộ và toàn cục khá tương đồng, trong đó phương pháp toàn cục ASO cho giá trị OBJ thấp nhất. Để kiểm tra mối quan hệ giữa lực giảm chấn và phạm vi động học thì các phương pháp tối ưu đa mục tiêu đã được sử dụng. Kết quả cho thấy phương pháp MOGA và AMO hiệu quả hơn phương pháp Screening, do đó thích hợp cho bài toán tối ưu hóa đa mục tiêu của giảm chấn MR. Cuối cùng, một nguyên mẫu giảm chấn MR với kết quả tối ưu sẽ được chế tạo trong tương lai để kiểm tra thực nghiệm các tham số hiệu suất của thiết bị.

6. TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Korenev, B.G., 1993. Dynamic vibration absorbers: Theory and Technical Applications (Chichester and Wiley)
- [2] Zhu, X., Ning, D., Hao, Z., Huang, H., Sun, Y., Jia, H., Sun, S., Yan, T. and Li, W., 2021. Modelling and experimental evaluation of a variable stiffness MR suspension with self-powering

- capability. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 32(13), pp.1473-1483. DOI: 10.1177/1045389X21990425
- [3] Yao, G.Z., Yaq, F.F., Chen, G., Li, W.H., 2002. MR damper and its application for semi-active control of vehicle suspension system. *Mechatronics*. 12(7), pp.963-973, DOI: 10.1016/S0957-4158(01)00032-0
- [4] Han, Y.H., Nam, M.H., Lee, H.G., Choi, S.B., 2002. Vibration control evaluation of a commercial vehicle featuring MR seat damper. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 12(9), pp.575-579. DOI: 10.1106/AERG-3QKV-31V8-F250
- [5] Mao, M., Choi, Y.T., Wereley, N.M., 2005. Effective design strategy for a magnetorheological damper using a nonlinear flow mode. *Proc. SPIE Symp. On Smart Materials and Structures*, 5760, 446-454, DOI: 10.1117/12.607412.
- [6] Xinbo, M., Pak, K.W., Jing, Z., 2019. Practical multi-objective control for automotive semi-active suspension system with nonlinear hydraulic adjustable damper. *Mechanical System and Signal Processing*, 117, pp.667-688. DOI: 10.1016/j.ymsp.2018.09.006
- [7] Tianhe, J., Zhiming, L., Shuaishuai, S., Zunsong, R., Lei, D., Bo, Y., Matthew, D. C., Weihua, L., 2020. Development and evaluation of versatile semi-active suspension system for high-speed railway vehicles. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 135:106338 DOI: 10.1016/j.ymsp.2019.106338. DOI: 10.1016/j.ymsp.2019.106338
- [8] Hajalilou, A., Mazlan, S. and Shila, S., 2016. Magnetic carbonyl iron suspension with Ni-Zn ferrite additive and its magnetorheological properties. *Materials Letters*, 181, pp.196-199. DOI: 10.1016/j.matlet.2016.06.041
- [9] Choi, K., Jung, H., Cho, S. and Lee, I., 2007. Application of smart passive damping system using MR damper to highway bridge structure. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 21(6), pp.870-874.
- [10] Abdul Aziz, M., Mohtasim, S. and Ahammed, R., 2022. State-of-the-art recent developments of large magnetorheological (MR) dampers: a review. *Korea-Australia Rheology Journal*, 34(2), pp.105-136. DOI: 10.1007/s13367-022-00021-2
- [11] Hong, S.R., Choi, S.B., Choi, Y.T., 2005. Non-dimensional analysis and design of a magnetorheological damper. *Journal of Sound and Vibration*, 288(4-5), pp.847-863. DOI: 10.1016/j.jsv.2005.01.049
- [12] Hong, S., Wereley, N., Choi, Y. and Choi, S., 2008. Analytical and experimental validation of a nondimensional Bingham model for mixed-mode magnetorheological dampers. *Journal of Sound and Vibration*, 312(3), pp.399-417. DOI: 10.1016/j.jsv.2007.07.087
- [13] Nguyen, Q.H., Choi, S.B., 2008. Optimal design of vehicle magnetorheological damper considering the damper force and dynamic range. *Smart Material and Structures*, 18(1):015013 DOI: 10.1088/0964-1726/18/1/015013.
- [14] Nguyen, Q.H., Choi, S.B., 2009. Optimal design of MR shock absorber and application to vehicle suspension. *Smart Materials and Structures*, 18(3):035012 DOI: 10.1088/0964-1726/18/3/035012.
- [15] Dutta, S., Choi, S.B., 2016. A nonlinear kinematic and dynamic modeling of Macpherson suspension system with a magneto-rheological damper. *Smart Materials and Structures*, 25(3):035003 DOI:10.1088/0964-1726/25/3/035503.
- [16] Yoon, D.S., Kim, G.K., Choi, S.B., 2021. Response time of magnetorheological dampers to current inputs in a semi-active suspension system: Modeling, control and sensitivity analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 146:106999 DOI: 10.1016/j.ymsp.2020.106999.
- [17] Lee, H.S., Choi, S.B., 2000. Control and response characteristics of magneto-rheological fluid damper for passenger vehicles. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 11(1) 80-7. DOI: 10.1117/12.388846
- [18] Varela-Jiménez, M.I., Vargas Luna, J.L., Cortés-Ramírez, J.A., Song, G., 2015. Constitutive model for shear yield stress of magnetorheological fluid based on the concept of state transition. *Smart Materials and Structures* 24(4):045039 DOI: 10.1088/0964-1726/24/4/045039.
- [19] ANSYS Workbench. Canonsburg, Pennsylvania, United States of America: ANSYS Inc. 2022

A STUDY ON OPTIMAL DESIGN OF MR DAMPERS USING ANSYS WORKBENCH

DIEP BAO TRI*, LE HAI ZY ZY, NGUYEN QUOC HUNG, DUONG TIEN DOAN

Faculty of Mechanical Engineering, Industrial University of Ho Chi Minh City

** Corresponding author: diepbaotri@iuh.edu.vn*

Abstract. The optimization analysis will be extended to prototype MR dampers and evaluate their performances. This study uses the finite element approach to numerically analyze and optimize dampers that use magnetorheological fluid (MRF, also called MR dampers). In those other words, this study outlines how to analyze and optimize MR dampers utilizing the finite element method and design optimization feature offered by the ANSYS workbench software. After reviewing the previous studies on MR dampers, a damper in the form of a monotube damper will be used for the analysis of magnetic circuits and behaviors in ANSYS Parameter Design Language (APDL). Additionally, based on the Bingham plastic rheological model of MR fluid, mathematical models of the MR damper will be established such as the damping force and dynamic range. The ANSYS Workbench Design Optimization Tool subsequently conducts design optimization by interfacing with APDL which was undertaken to analyze the behavior of the MR damper. The objective function (OBJ) was established for the MR damper to minimize the objective function derived for the MR damper at various configurations. From the optimal performances of different methods, a comparison work on damping force and dynamic range of different optimization methods in ANSYS Workbench Optimization Tool as well as between initial designs and optimal designs in order to find the best optimal method for the MR damper.

Keywords: *Magnetorheological fluid, MR damper, Optimization, ANSYS Workbench*

Ngày nhận bài: 11/8/2025

Ngày chấp nhận đăng: 14/11/2025